

**Довбня Н.П.,
Бондаренко Л.М.,
Бобырь Д.В.,
Коренюк Р.А.**

Днепропетровский национальный
университет железнодорожного транспорта
им. академика В. Лазаряна,
г. Днепропетровск, Украина
E-mail: dmitrob@ua.fm

АМОРТИЗАТОРЫ КАЧЕНИЯ КАК АЛЬТЕРНАТИВА ГИДРАВЛИЧЕСКИМ

УДК 62-567

С использованием аналитических зависимостей для определения коэффициента трения качения цилиндра по плоскости доказано, что характер затухания колебаний при этом идентичен затуханию при гидравлических амортизаторах.

Ключевые слова: амортизатор, сопротивление качению, амортизатор качения, гаситель колебания, коэффициента трения качения, темп затухания колебаний.

Введение

В качестве гасителей колебаний в машинах чаще всего применяются гидравлические амортизаторы. Считается, что они наиболее удачно определяют темп затухания колебаний. Однако, необходимо учесть, что эти амортизаторы имеют, по крайней мере, два существенных недостатка: первый – сложность в изготовлении, требующая высокой культуры производства и высокой квалификации рабочих, и второй – трудность регулирования темпа затухания с изменением динамических усилий.

В связи с указанными недостатками гидравлических амортизаторов логичным было бы предложить технологически удобные в изготовлении и простые в регулировке темпа затухания амортизаторы.

Цель статьи

В данной статье сделана попытка доказать, что амортизаторы, основанные на использовании сопротивления при качении являются близкими по темпу затухания колебаний. В то же время они значительно проще гидравлических по конструкции, а в эксплуатации легко поддаются регулировке, как в автоматическом, так и в ручном режиме, о чем легко будет убедиться из представленных ниже схем.

Основной материал исследований

Применение амортизаторов качения ограничено, по крайней мере, двумя причинами. К первой необходимо отнести ошибочное доказательство Рейнольдса [1], что причиной сопротивления качению является трение скольжения в месте контакта. Учитывая авторитет Рейнольдса и технический авторитет Англии во второй половине XIX ст. исследования амортизаторов качения не производилось, ибо считалось, что попадание масел в место контакта сведет на нет сопротивление качению. Только через 90 лет Мэй [2] доказал, что скольжение здесь играет незначительную роль. Второй причиной было отсутствие инженерной зависимости для определения сопротивления качению. Полученные многими авторами формулы по определению или самого сопротивления или коэффициента трения качения содержали экспериментальные коэффициенты, определение которых требовало средств и времени больших, чем определение непосредственно самого сопротивления.

Наиболее удачной, на наш взгляд, предложена формула по определению коэффициента трения качения в работе [3]. Однако, она содержит коэффициент гистерезисных потерь, несовпадающий с его величиной, полученной при растяжении-сжатии и зависящий от большого количества факторов (нагрузки, модуля упругости, коэффициента Пуассона). Описанный в [4] способ его экспериментального определения требует тонкого физического эксперимента и вызывает чисто субъективное недоверие, поскольку сжатие заменено кручением.

В [5] предложена аналитическая зависимость для определения коэффициента трения качения, которая содержит только общепринятые механические константы материалов и их геометрические размеры.

В дальнейшем приведем расчет амортизаторов качения и докажем их идентичность с гидравлическими.

Силы сопротивления качению относятся к неупругим сопротивлениям и их общим свойством является связь со знаком скорости: они всегда направлены против движения, т.е. в любое мгновение

имеют знак противоположный знаку скорости. Будем считать положительными силы, действующие против положительного направления осей.

1. Ввиду большого разнообразия возможных схем амортизаторов, рассмотрим одну из простейших, которая позволит наиболее просто проследить математическую сторону задачи (рис. 1).

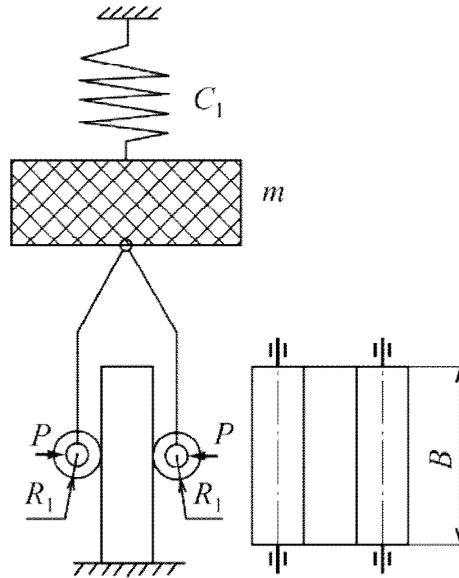


Рис. 1 – Простейшая схема амортизатора качения

Пусть масса m (заштрихована) подвешена на пружине жесткостью C_1 , а гаситель колебания после начального возбуждения попытаемся при помощи качения двух цилиндров длиной B и радиусом R_1 , которые прижаты к направляющей силами P .

Из теории контактных напряжений Герца [6] найдем максимальную величину силы P :

$$P = BR_1\sigma^2 / 0,418^2 E,$$

где σ – допускаемые контактные напряжения;

E – модули упругости материалов цилиндра и направляющей; здесь принято, что коэффициенты Пуассона равны 0,3.

Сопротивление качению двух цилиндров [5]:

$$W = \frac{2 \cdot 0,225bBR_1\sigma^2 e^{-1,2R_1}}{0,418^2 ER_1} \approx \frac{9,4BR_1[\sigma]^3}{E^2} e^{-1,2R_1}, \quad (1)$$

где b – полуширина пятна контакта, определяемая из теории контактных деформаций Герца.

Запишем дифференциальное уравнение свободных колебаний, возникающих после начального возмущения состояния равновесия массы m :

$$m\ddot{y} - C_1 y \pm W = 0. \quad (2)$$

Рассмотрим первый интервал движения, который начинается в мгновение $t = 0$. Примем, что $y = A_0$, а $\dot{y} = 0$. В этом интервале скорость отрицательная, поэтому в (2) должен быть взят знак минус.

Обозначим $p^2 = C_1/m$, $a = W/C_1$, тогда:

$$\ddot{y} + p^2 y - ap^2 = 0. \quad (3)$$

Решение этого уравнения при принятых начальных условиях будет иметь вид:

$$y = (A_0 - a)\cos pt + a. \quad (4)$$

Когда аргумент pt становится равным π скорость обратиться в нуль и масса m достигнет своего крайнего отклонения вниз. Это отклонение согласно (4) составит $A_1 = (A_0 - a)\cos \pi + a = -A_0 + 2a$ и по абсолютной величине меньше начального на величину $2a$.

Если абсолютная величина $|A_1| > W/C_1$, или $|A_1| > a$, то сила упругости больше силы трения качения, и масса m начнет двигаться в сторону положительных значений y и уравнение движения запишется в виде:

$$\ddot{y} + p^2 y + ap^2 = 0.$$

Если совместить начало отсчета времени так: $t = 0$; $y = A$; $\dot{y} = 0$, то решение можно записать в виде:

$$y = (A_1 + a) \cos pt - a.$$

Рассуждая аналогично выше приведенному, легко получить, что для следующего отклонения $A_2 = A_0 - 4a$, т.е. за один период колебания, амплитуда уменьшится на одну и ту же величину $4a$ и, таким образом, последовательность образует арифметическую прогрессию огибающей кривой которой будет прямая линия.

Естественно, что колебания будут происходить до тех пор, пока $C_1|A_1| > W$ или $|A_1| > a$. Если же отклонение A_1 станет меньше, чем a , движение массы прекратиться, поскольку сила трения качения W превзойдет силу упругости пружины $C_1 y$.

Пример. Пусть $C_1 = 6000$ Н/м; $m = 800$ кг; $E = 2 \cdot 10^6$ кПа; $\sigma = 300 - 1200$ МПа; $A_0 = 0,15$ м; $B = 50$ мм; $R_1 = 20$ мм.

Зависимости величин, входящих в формулы (1 - 4) от допускаемых контактных напряжений показаны на рис. 2.

На рис. 3 показаны кривые колебаний в зависимости от величины прижатия цилиндров к направляющей. Кривая 4 представляет колебания груза при вязком сопротивлении исходя из уравнения:

$$\ddot{y} + 2ny + p^2 y = 0,$$

где $n = k_0/2m$;

k_0 – коэффициент пропорциональности при начальных условиях $y = y_0 = 150$ мм; $\dot{y} = 0$.

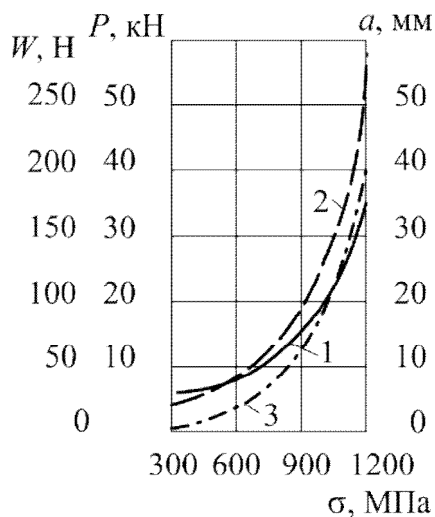


Рис. 2 – Зависимость от величины допускаемых контактных напряжений:
1 - допускаемой силы P ;
2 - сопротивления качению двух цилиндров по направляющей;
3 - полуширины пятна контакта b

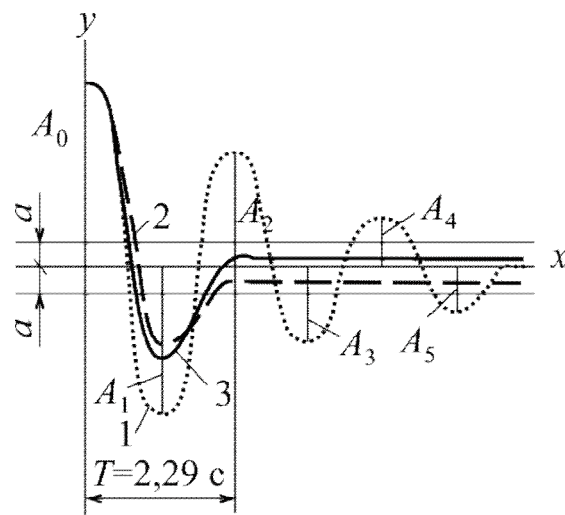


Рис. 3 – Виды кривых колебаний
1 - при $\sigma = 800$ МПа ($P = 17,4$ кН);
2 - при $\sigma = 1100$ МПа ($P = 33$ кН);
3 - при вязком сопротивлении

Из рис. 3 легко убедиться в идентичности кривых колебаний 2 и 3. Это дает основание говорить о том, что трением качения можно добиться примерно такого же характера затухания колебаний, как и при вязком сопротивлении. Однако отметим, что в случае двух цилиндров легко менять сопротивление W , например, за счет уменьшения расстояния между цилиндрами.

2. Рассмотрим задачу, приведенную схематично на рис. 4.

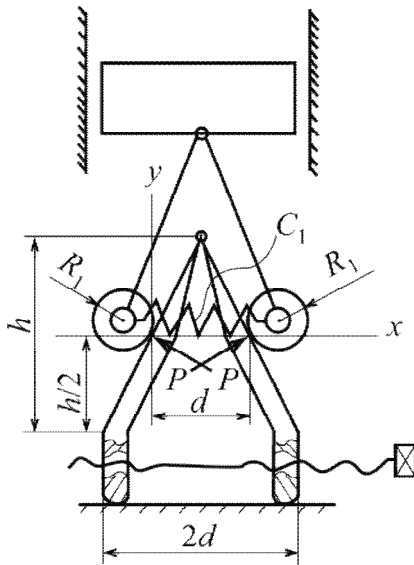


Рис. 4 – Расчетная схема амортизатора качения с клином

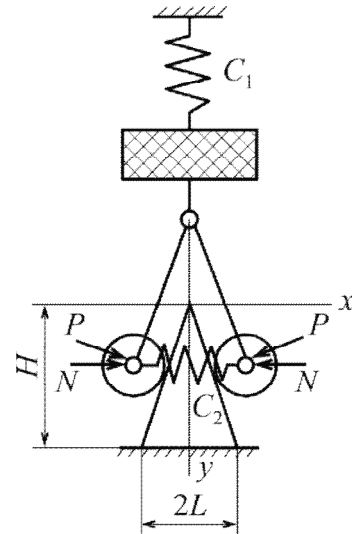


Рис. 5 – Динамическая модель амортизатора с клином и двумя пружинами

Отличием такого амортизатора от показанного на рис. 1 является перенос пружины с жесткостью C_1 к цилиндрам (роликам) с целью упрощения изменения положения статического равновесия и величины сопротивления качению за счет, например, винта.

Величину $h/2$ примем за положение статического равновесия, а жесткость пружин найдем такую, чтоб груз удерживался в этом положении за счет сопротивления качению роликов по клину. Радиус роликов найдем для нижнего положения $y = -h/2$, когда контактные напряжения будут максимальными.

Вертикальная составляющая сопротивления качению двух роликов найдется из выражения:

$$W(y) = \frac{0,678 C_1 d^3 (h - 2y)}{R_1 (d^2 + h^2)} \sqrt{\frac{C_1 R_1 (h - 2y)}{BEh(d^2 - h^2)^{0,5}}} e^{-1,2 R_1}. \quad (5)$$

Величину C_1 здесь необходимо принять следующей:

$$C_1 = \frac{1,28 mg (d^2 + h^2)}{d^2 h} \sqrt{\frac{BEh R_1}{mg (d^2 + h^2)^{0,5}}}, \quad (6)$$

а максимальная величина радиуса роликов R_1 найдется из выражения:

$$R_1 = \frac{0,3 mg E^3}{B h \sigma^3} \sqrt{d^2 + h^2}. \quad (7)$$

Нормальное давление ролика на клин составит:

$$P = \frac{C_1 d^2}{h \sqrt{d^2 + h^2}} (h - 2y). \quad (8)$$

Если величины R_1 и C_1 из (7) и (8) подставить в формулу (5), то получим:

$$W(y) = \frac{2,8 mg \left(\frac{h}{2} - y \right) \sqrt{\left(\frac{h}{2} - y \right)}}{h^{\frac{3}{2}}} e^{-1,2 R_1}, \quad (9)$$

$$\text{при } -\frac{h}{2} \leq y \leq \frac{h}{2}.$$

Напомним, что величина R_1 найдена исходя из величины максимальных контактных напряжений, а C_1 – из условия, что положение статического равновесия груза определяется ординатой $y = 0$.

Теперь уравнений колебаний груза на клине определяется формулой (2) при величине W , найденной из выражения (9). Решение этого уравнения очевидно получить в замкнутом виде трудно, но каким-либо приближенным способом его решение не вызывает труда.

3. Решим задачу аналогичную первой, но качение цилиндров (роликов) осуществляется по клину, как в задаче 2 (рис. 5).

В этом случае радиус ролика определяется из его нижнего положения:

$$R = \frac{0,418^2 E(N_0 + C_2 L)}{B\sigma^2 \sqrt{1 + L^2/H^2}}, \quad (10)$$

а величина мгновенного коэффициента трения качения находится из выражения:

$$W(y) = \frac{1,64\sigma e^{-1,2R}}{E\sqrt{(N_0 + C_2 L)(1 + L^2/H^2)}} [N_0 + C_2(L/H)y]^{3/2}, \quad (11)$$

если при $y = 0$ $N_0 = 0$, то уравнение принимает вид:

$$W(y) = \frac{1,64\sigma C_2 L}{E\sqrt{H(L^2 + H^2)}} e^{-1,2R} y^{3/2}. \quad (12)$$

Уравнение колебаний массы m также определяется уравнением (2), но, в отличие от исходного, это уравнение является нелинейным и его решение осуществляется каким-либо приближенным методом.

В статье не рассмотрены другие возможные схемы, однако, и анализ полученных результатов позволяет сделать выводы о том, что характер затухания колебаний в этих случаях близок для вязкого сопротивления, поэтому эти амортизаторы, при проведении необходимых экспериментальных исследований могут быть рекомендованы как альтернатива гидравлическим.

Литература

1. Reynolds O. On rolling friction. – Philos. Trans. Soc., 1875, 166, p. 155–168.
2. May W. D., Morris E. L., Atack D. Rolling friction of a hard cylinder over a viscoelastic material. – J. Appl. Phys., 1959, 30, p. 1713–1726.
3. Tabor D. The mechanism of rolling friction: the elastic range. – Proc. Roy. Soc., 1955, A229, p. 198–216.
4. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
5. Бондаренко Л. М., Довбня М. П., Ловейкін В. С. Деформаційні опори в машинах. – Дніпропетровськ: Дніпро-VAL, 2002. – 200 с.
6. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Матвеев В. В., Яковлев А. П. – К.: Наук.думка, 1988. – 736 с.

Поступила в редакцію 22.03.2013

Dovbnia N.P., Bondarenko L.M., Bobir D.V., Korenjuk R.A. **Shock absorbers of woobling as alternative hydraulic.**

As the shock absorbers in cars are mainly used hydraulic shock absorbers. It is believed that they are most appropriately determined by the rate of damping of vibrations. However, be aware that these shocks have at least two major drawbacks: first – complexity in manufacturing, requiring high production and high-skilled workers, and a second – difficulty pac-ing damping with dynamic change efforts.

Because of these disadvantages of hydraulic shock absorbers logical to offer technologically easy to manufacture and easy to adjust the damping rate of the shock absorbers.

Analysis of the results leads to the conclusion that the damping of oscillations in these cases, is close to the viscous resistance, so these shocks, when carrying out the necessary experimental investigations can be recommended as an alternative to hydraulic.

Key words: shock, rolling resistance, shock bearings, shock absorbers, the coefficient of rolling friction, damping rate.

References

1. Reynolds O. On rolling friction.–Philos, Nrans. Soc., 1875, 166, p. 155-168.
2. May W. D., Morris E. L., Atack D. Rolling friction of a hard cylinder over a viscoelastic material. – J. Appl. Phys., 1959, 30, p. 1713-1726.
3. Tabor D. The mechanism of rolling friction: the elastic range. –Proc. Ray. Soc., 1955, A229, p. 198-216.
4. Dzhonson K. Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya. M.: Mir, 1989. 510 s.
5. Bondarenko L. M., Dovbnya M. P., Loveykin V. S. Deformatsiyni opori v mashinakh. Dnipropetrovsk: Dnipro-VAL, 2002. 200 s.
6. Pisarenko G.S., Matveev V.V., Jakovlev A.P. Spravochnik po soprotivleniju materialov. K.: Nauk.dumka, 1988. 736 s.